



УДК 621.515

## ПОСТРОЕНИЕ И ВЕРИФИКАЦИЯ ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

## CONSTRUCTION AND VERIFICATION OF THE FLOW PART OF THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR

**Шаманин Сергей Юрьевич**, студент каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: shamanin0090@gmail.com

**Блинов Виталий Леонидович**, к.т.н., старший преподаватель каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: vithomukyn@mail.ru

**Shamanin Sergey Yurevich**, student, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: shamanin0090@gmail.com

**Vitaly L. Blinov**, Ph.D. in Engineering, Senior Lecturer, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: vithomukyn@mail.ru

**Аннотация:** В настоящей работе представлена разработанная численная модель центробежного компрессора природного газа, описаны результаты моделирования течения в его проточной части, представлено сравнение с экспериментальными данными.

**Abstract:** In this paper we present the developed numerical model of a natural gas centrifugal compressor, describe the results of flow simulation in its flow section, and compare it with the experimental data.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор; характеристика; вычислительная газовая динамика; верификация.

**Key words:** centrifugal compressor; characteristic; computational fluid dynamics; verification.

### ВВЕДЕНИЕ

Центробежные машины – это турбокомпрессоры, предназначенные для непрерывного повышения давления поступающего рабочего тела [1, 2]. Определить эффективность спроектированного центробежного компрессора (ЦБК) и получить параметры его работы можно двумя путями: экспериментальным и расчетным. Главным достоинством первого способа является его высокая достоверность, но при этом он характеризуется значительными временными и материальными затратами. При расчётном исследовании структура потока в ЦБК изучается с помощью численных методов газовой динамики, основанных на решении системы уравнений Навье-Стокса. При проведении расчёта временные и материальные затраты существенно меньше, а также становится возможным моделировать любые условия работы ЦБК. Тем не менее стоит учитывать, что полученные данные расчетного исследования являются результатом решения уравнений, отражающих существующее

представление о физических процессах, т.е. эмпирический опыт. Поэтому их достоверность может быть ниже, чем у эксперимента. Для получения более точных результатов проводится верификация получаемых данных на моделях, подвергшихся опытным испытаниям [2, 3].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В качестве объекта исследования был выбран нагнетатель типа 400-21-1С (рис. 1), поставляемый для газоперекачивающего агрегата (ГПА) мощностью 32 МВт, предназначенного для перекачивания газа по отечественным магистральным газопроводам. Целью настоящей работы является моделирование процесса сжатия технологического газа и атмосферного воздуха в проточной части (ПЧ) ЦБК, получение его газодинамических характеристик, а также верификация построенной численной модели. Верификация осуществлялась сравнением результатов моделирования с экспериментальными характеристиками и

паспортными данными ЦБК. Для достижения целей исследования были проведены следующие этапы работы: построение геометрической модели проточной части, создание численной модели ПЧ ЦБК, разбиение на конечно-элементную сетку, задание граничных условий, проведение расчетов, обработка результатов и сравнение экспериментальных и полученных расчётных параметров.

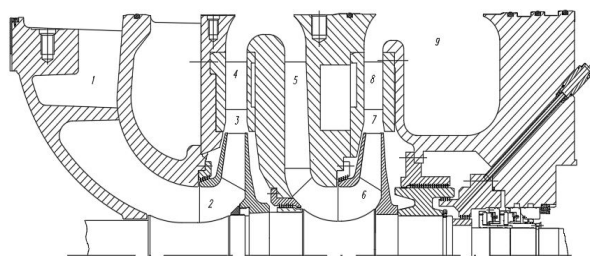


Рис. 1. Эскиз проточной части нагнетателя в меридиональной плоскости:

1 - Входной патрубок; 2,6 – Рабочее колесо; 3,7 – Безлопаточный диффузор; 4,8 – Лопаточный диффузор; 5 – Обратный направляющий аппарат; 9 – Выходное устройство

#### ПОСТРОЕНИЕ ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ

Для построения геометрической модели использовались данные, представленные в [3]. В качестве примера на рис. 2 изображена геометрическая модель рабочего колеса (РК) ЦБК. После обработки геометрической модели была создана её конечно-элементная модель, т.е. область пространства, в которой проводится исследование [4].

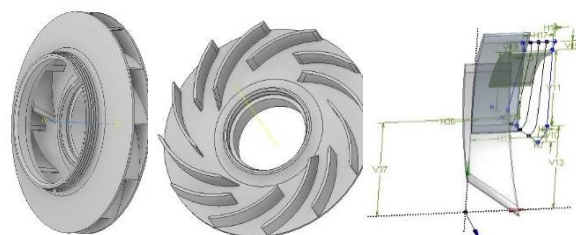


Рис. 2. Пример построения рабочего колеса ЦБК

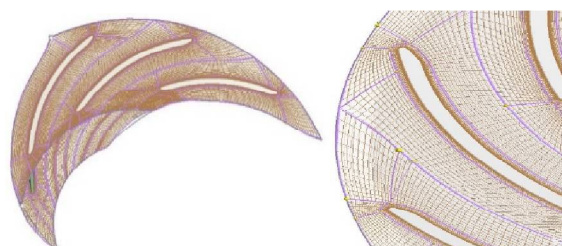


Рис. 3. Сетка РК первой ступени

Количество элементов каждого домена РК составило около 400000 ячеек, а для доменов лопаточных диффузоров (ЛД) и обратно-

направляющего аппарата (ОНА) – 320000 и 300000, соответственно. Общее количество элементов модели ЦБК составило более 1700000 ячеек. Для примера на рис. 3 представлена расчетная сетка домена РК первой ступени ЦБК.

Схема задания граничных условий для исследуемых ступеней показана на рис. 4. На поверхности "Inlet" задавались условия входа рабочего тела, а именно полная температура и полное давление. На поверхности "Outlet", через которую рабочее тело выходит из расчетной области задавалось значение статического давления. На поверхностях Periodic задавалось условие периодичности по окружной координате (Rotational Periodicity), подразумевающее интерполяцию данных с одной границы на другую при несовпадении на них сеток и копирование в случае совпадения. Поверхности "Wall" делятся на два типа: неподвижные в выбранной системе координат и вращающиеся по направлению вращения РК с той же угловой скоростью «Rotating Wall». Для РК первой и второй ступени была задана частота вращения равная 5550 об/мин для рабочего тела метан реальный газ CH<sub>4</sub> и 4790 об/мин для рабочего тела Air Ideal Gas. На поверхностях "Wall" обоих типов задавалось условие гидравлически гладкой адиабатической твердой стенки. Отдельного внимания требует процедура смены системы координат. Stage – потоки массы, импульса, энергии и т.д. осредняются по окружной координате. Frozen rotor – взаимное расположение вращающейся и неподвижной сеток фиксировано, т. е. осреднение не производится. В настоящей работе модель "Stage" применялась в случае перехода с одной неподвижной области на другую неподвижную область, а при связывании неподвижной области с вращающейся областью применялась модель frozen rotor. Модель frozen rotor делает передачу возмущений потока через интерфейс рабочее колесо – диффузор, в то время как в модели Stage поток возмущений, который развивается внутри лопастей рабочего колеса, не передается нижестоящему диффузору. Следует отметить один минус: устойчивость решения задачи будет хуже при выборе модели frozen rotor.

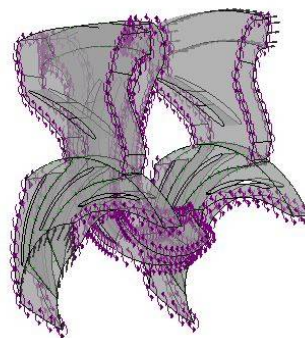


Рис. 4. Схема задания граничных условий

Для расчёта была принята низкоренольдсовая двухпараметрическая модель турбулентности  $k-\epsilon$ , что обусловлено следующими преимуществами модели: быстрой сходимости и относительно низким требованиям к вычислительным ресурсам, разумной точностью для широкого класса турбулентных потоков.

Расчёты производились при использовании 4 узлов (тип запуска HP MPI Distributed Parallel) с их полной загрузкой путем распараллеливания процессов на каждом узле. Было проведено две серии расчёта на разных рабочих телах: один на  $\text{CH}_4$ , другой на Air Ideal Gas. Для  $\text{CH}_4$  произведен расчет 9 режимов работы ЦБК, а для Air Ideal Gas – 8 режимов.

#### ДОПУЩЕНИЯ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ И ИХ ВОЗМОЖНОЕ ВЛИЯНИЕ НА РЕЗУЛЬТАТ

В настоящем исследовании было принято несколько допущений, упрощающих процесс исследования, но с другой стороны способных снизить точность результатов работы. Выделены следующие группы допущений.

##### 1) Геометрические допущения:

- Расчёт проводился без входной и выходной улитки ЦБК. При реальной работе компрессора в этих элементах присутствуют гидравлические потери, а также неравномерность потока в виду сложной геометрии. При проведении расчётов с входной и выходной улиткой из-за неравномерности потока на входе и выходе из компрессора работа и КПД компрессора могут незначительно уменьшиться.
- При моделировании не были учтены утечки через зазоры и лабиринтные уплотнения в ПЧ компрессора, что также скажется на величинах КПД, степени сжатия и расхода газа.
- Неточности в форме канала. Построенная геометрическая модель ПЧ имеет идеальную форму, т.е. нет сварных швов, различных неровностей и геометрических погрешностей, которые возникают в процессе изготовления ЦБК. Наличие описанных геометрических особенностей ПЧ ЦБК в реальности отрицательно сказываются на его эффективности.
- ПЧ идеально гладкая, т.е. при моделировании не учитывается шероховатость. В реальных условиях стенки ПЧ компрессора имеют шероховатость, что влияет на характер формирования пограничного слоя. В конечном итоге это может приводить к неточностям определения расхода рабочего тела через ЦБК, КПД компрессора, а также точки отрыва потока с поверхностей лопаточного аппарата.

##### 2) Эксплуатационные допущения:

- При моделировании не учтено влияние сети (обвязки компрессорной станции и цеха, магистрального газопровода). В реальных условиях эксплуатации на режим работы (характеристику и линию рабочих режимов) ЦБК существенное влияние оказывает сеть, на которую он «работает».

- Не учтен теплообмен с окружающей средой. При работе компрессора газ нагревается, происходит теплообмен с окружающей средой.

##### 3) Допущения о погрешности исходных данных для верификации:

- В процессе проведения эксперимента наличие погрешности измерения температуры, расхода и давления влияют на вид характеристики. При сравнении результатов моделирования с данной характеристикой принималось достоверность экспериментальных данных.
- Принималось, что паспортная характеристика ЦБК достоверна. В действительности в процессе эксплуатации компрессора реальные режимы работы могут не соответствовать заявленным паспортным данным.

##### 4) Допущения математической модели:

- Несовпадение сеточных узлов на границах интерфейсов.
- Качество расчётных сеток для доменов.
- Математические погрешности в процессе решения основных уравнений течения газа.
- Расчёты проводились в стационарной постановке.
- Не совершенность модели турбулентности.
- Возможное влияние неточности задания граничных условий (неравномерность параметров по сечениям и т.д.).

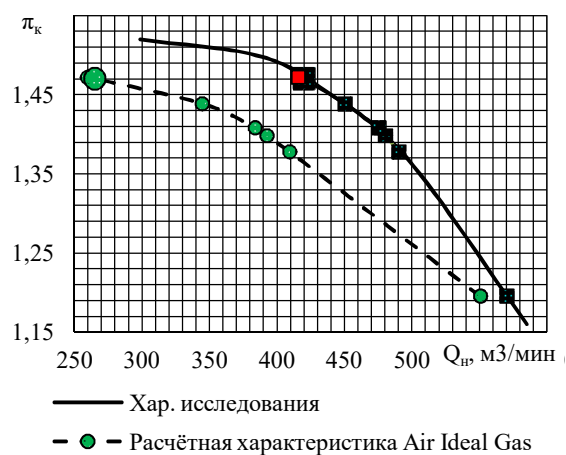
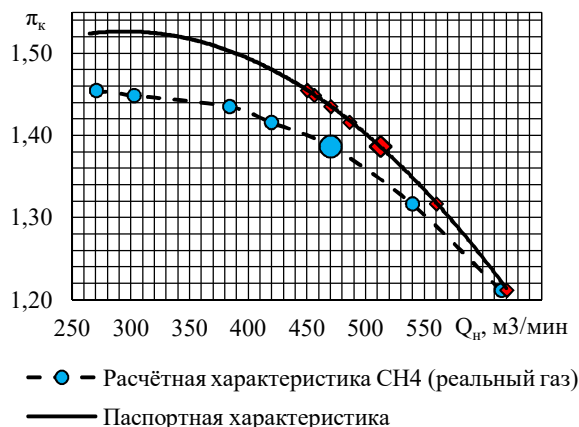
5) Ввиду отсутствия точных чертежей или трехмерных моделей исследуемого ЦБК построенная геометрическая и численная модели могут отличаться от реальной геометрии.

#### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Сравнение результатов моделирования работы ЦБК при рабочем теле  $\text{CH}_4$  с паспортной характеристикой представлено на рис. 5, а сравнение результатов моделирования при рабочем теле идеальный воздух с данными эксперимента – на рис. 6. В целом характер отклонения результатов моделирования от характеристик, принятых за достоверные, в обоих случаях аналогичен.

Совпадение параметров работы ЦБК отмечается на режимах большего объемного расхода и малой степени сжатия. Сравнение осуществлялось по режимам с равной степенью сжатия. По мере увеличения степени сжатия точки сравниваемых характеристик удаляются друг от друга.

Наибольшее расхождение достигается на режимах малого расхода. Таким образом, рассчитанные характеристики лежат левее экспериментальных данных. При этом полученная при моделировании условная граница устойчивой работы ЦБК примерно соответствует заявленным паспортным данным. В результате при моделировании не был достигнут режим работы компрессора с максимальной степенью сжатия.



На основании анализа данных исследования получено, что расчет на реальном газе СН4 является более точным, чем расчет на Air Ideal Gas. Погрешность вычисления номинального режима по объёмному расходу при моделировании реального газа метан составляет 8,32%, а при моделировании идеального воздуха – 36,89%. Значения политропного КПД ЦБК, полученные при численном исследовании,

несколько превышают паспортные данные, что обусловлено идеализированной геометрией ПЧ.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящем исследовании построена геометрическая и численная модель проточной части центробежного компрессора типа Н-400-21-1С. Анализ результатов сравнения численного моделирования течения в компрессоре с данными экспериментальных исследований на воздухе и паспортными данными при работе ЦБК на природном газе установлено, что разработанная модель занижает объёмный расход рабочего тела через ЦБК.

В проведенном исследовании расписаны принятые допущения в модели, проведен анализ их возможного влияния на полученные результаты. Дальнейшим направлением исследования является поочередное исключение принятых допущений с целью оценки их влияния на рассчитанную характеристику центробежного компрессора.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ревзин Б.С. Газоперекачивающие агрегаты с газотурбинным приводом: учебное пособие / Б.С. Ревзин 2-е изд., стер. Екатеринбург: ГОУ УГТУ-УПИ, 2002. 269 с.
2. Турбокомпрессоры: Учеб. пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 374 с.
3. Зеленина Э. Р. Моделирование газодинамических характеристик двухступенчатого центробежного компрессора природного газа мощностью  $N=32$  МВт и отношением давления  $P^*=1,4$  при испытаниях на воздухе в программном комплексе ANSYS CFX при различных типах расчётных сеток. // Диссертация на соискание степени магистра. Санкт-Петербург. ФГАОУ ВО СПбГПУ, 2014.
4. Батурин О.В. Исследование рабочего процесса центробежного компрессора с помощью численных методов газовой динамики: учеб. пособие / Батурин О.В., Колмакова Д.А., Матвеев В. Н. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. – 160 с.: ил.